



①9 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑩ **DE 42 14 648 A 1**

⑤1 Int. Cl.⁵:
F 02 D 45/00
F 02 D 43/00
F 02 D 41/38
F 02 D 41/14

②1 Aktenzeichen: P 42 14 648.8
②2 Anmeldetag: 2. 5. 92
④3 Offenlegungstag: 4. 11. 93

DE 42 14 648 A 1

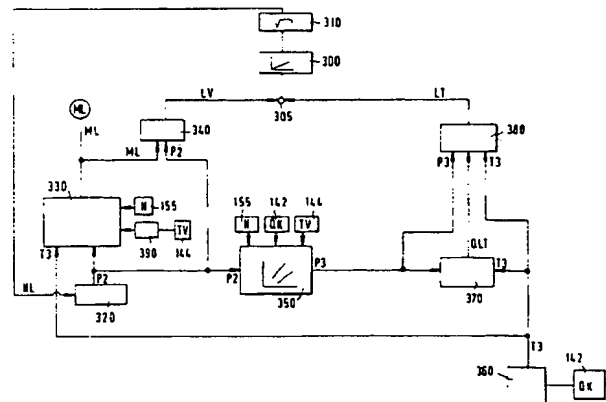
⑦1 Anmelder:
Robert Bosch GmbH, 70469 Stuttgart, DE

⑦2 Erfinder:
Birk, Manfred, Dipl.-Ing., 7141 Oberriexingen, DE;
Kern, Christoph, 7000 Stuttgart, DE

BEST AVAILABLE COPY

⑤4 System zur Steuerung einer Brennkraftmaschine

⑤7 Es wird ein System zur Steuerung einer Brennkraftmaschine insbesondere einer selbstzündenden Brennkraftmaschine, die einen Turbolader (130, 115, 132) sowie Mittel (138) zur Abgasrückführung umfaßt beschrieben. Dieses System umfaßt Mittel zur Bildung eines Luftmengensignals (ML), ausgehend von der Drehzahl (N), der einzuspritzenden Kraftstoffmenge (QK), einem Abgasrückführsignal (ARFR) und einem Vergleich der Leistung (LV) des Verdichters und der Leistung (LT) der Turbine.



DE 42 14 648 A 1

Beschreibung

Stand der Technik

5 Die Erfindung betrifft ein System zur Steuerung einer Brennkraftmaschine gemäß dem Oberbegriff des unabhängigen Anspruchs. Ein solches System ist aus der DE-OS 39 25 877 bekannt. Dort wird ein System zur Steuerung einer Dieselmotorkraftmaschine beschrieben, bei der der Ladedruck bzw. die angesaugte Luftmenge nicht unmittelbar mit einem Sensor erfaßt, sondern mit einer sensorunabhängigen Simulation berechnet wird.
 10 Diese Simulation gibt die angesaugte Luftmenge abhängig von der Drehzahl und der einzuspritzenden Kraftstoffmenge vor.

Desweiteren ist aus der nicht vorveröffentlichten DE-OS 4 20 754 ebenfalls ein System zur Steuerung einer Brennkraftmaschine insbesondere einer selbstzündenden Brennkraftmaschine bekannt. Bei dem dort beschriebenen System wird zur Berechnung eines Luftmengenistwertes ebenfalls eine Simulation verwendet, die die
 15 Kraftstoffmenge, die Drehzahl und die Abgasrückführrate berücksichtigt.

Aufgabe der Erfindung

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein System zur Steuerung der Brennkraftmaschine bereitzustellen, das die angesaugte Luftmenge möglichst exakt bestimmt. Dieses System soll auch für Brennkraftmaschinen, die
 20 eine Abgasrückführung sowie einen Lader besitzen, verwendbar sein. Um ein kostengünstiges System zu erhalten, sollen möglichst wenig Sensoren eingesetzt werden.

Vorteile der Erfindung

25 Die erfindungsgemäße Einrichtung ermöglicht gegenüber dem Stand der Technik eine wesentlich präzisere Steuerung der Brennkraftmaschine in dynamischen Betriebszuständen bei einer geringen Anzahl von Sensoren. Es werden nur Sensoren verwendet, die auch bei der Steuerung der Kraftstoffmenge benötigt werden. Vorteilhaft und zweckmäßige Ausgestaltungen und Weiterbildungen der Erfindung sind in den Unteransprüchen gekennzeichnet.
 30

Zeichnung

Die Erfindung wird nachstehend anhand der in der Zeichnung dargestellten Ausführungsformen erläutert. Es zeigen die Fig. 1 in grob schematischer Form ein System zur Steuerung einer aufgeladenen Brennkraftmaschine mit Abgasrückführung, Fig. 2 eine detailliertere Darstellung der Mengensteuerung 142, Fig. 3 eine Simulation der Luftmenge, Fig. 4 eine weitere vorteilhafte Anwendung der Simulation in Form eines Kaskadenreglers zur
 35 Regelung der Abgasrückführrate und Fig. 5 eine weitere Anwendung der Simulation.

Beschreibung der Ausführungsbeispiele

Fig. 1 zeigt grob schematisch ein System zur Steuerung einer Brennkraftmaschine. Bei diesem Ausführungsbeispiel handelt es sich um eine Dieselmotorkraftmaschine. Bei einer Dieselmotorkraftmaschine wird das Abgasverhalten durch das erfindungsgemäße System wesentlich verbessert. Das erfindungsgemäße System kann aber
 45 auch bei anderen Brennkraftmaschinentypen eingesetzt werden.

Eine Brennkraftmaschine 100 erhält über eine Frischluftleitung 105 Frischluft zugeführt. Das Abgas wird über eine Abgasleitung 110 abgeleitet. Das Abgas gelangt über eine Turbine 115 in eine Auspuffleitung 120. In der Auspuffleitung 120 ist eine Lambdasonde 125 angeordnet.

Die Turbine 115 ist über eine Laderwelle 132 mit einem Verdichter 130 verbunden, der die durch eine Ansaugleitung 135 strömende Luft der Frischluftleitung 105 zuführt. Über ein Abgasrückführventil 138 stehen
 50 die Abgasleitung 110 und die Frischluftleitung 105 in Verbindung.

Desweiteren ist ein elektronisches Steuergerät 140 vorgesehen. Dieses umfaßt unter anderem eine Mengensteuerung 142 und eine Abgasrückführsteuerung 144. Die Mengensteuerung 142 beaufschlagt eine Einspritzpumpe 145 mit Signalen, die abhängig von diesen Signalen der Brennkraftmaschine eine definierte Kraftstoffmenge zumißt. Die Abgasrückführsteuerung 144 steht mit einem elektropneumatischen Wandler 150 in Verbindung. Dieser elektropneumatische Wandler 150 betätigt das Abgasrückführventil 138.
 55

Die Lambdasonde 125 liefert ein Signal an die Mengensteuerung 142 sowie an die Abgasrückführsteuerung 144. Das elektronische Steuergerät 140 steht ferner mit verschiedenen Sensoren 155 und 160 in Verbindung.

Diese Einrichtung arbeitet nun wie folgt. Der Verdichter 130 verdichtet die über die Ansaugleitung 135 einströmende Luft, die dann über die Frischluftleitung 105 zu der Brennkraftmaschine 100 gelangt. Das die Brennkraftmaschine 100 verlassende Abgas, gelangt über die Abgasleitung 110 zu der Turbine 115 und von dort in die Auspuffleitung 120. Die Turbine 115 treibt den Verdichter 130 über die Laderwelle 132 an. Über das Abgasrückführventil 138 kann die Zusammensetzung der der Brennkraftmaschine zugeführten Luft beeinflusst werden. Die Abgasrückführsteuerung 144 gibt hierzu ein Signal mit einem entsprechenden Tastverhältnis TV an den elektropneumatischen Wandler 150. Bei einem großen Tastverhältnis öffnet das Abgasrückführventil 138
 60 und es ergibt sich eine große Abgasrückführrate. Entsprechend ergibt sich bei einem kleinen Tastverhältnis eine kleine Abgasrückführrate.

Die Einspritzpumpe 145 führt der Brennkraftmaschine 100, die für die Verbrennung notwendige, Kraftstoff-

menge zu. Die Ansteuersignale für die Einspritzpumpe 145 und das Tastverhältnis TV für den elektropneumatischen Wandler 150 werden von dem elektronischen Steuergerät 140 vorgegeben. Hierzu wertet das elektronische Steuergerät 140 verschiedene Signale aus. Dies sind zum einen ein Drehzahlsignal N des Drehzahlsensors 155 sowie ein Lastsignal, das in Form der Fahrpedalstellung von einem Sensor 160 erfaßt wird. Ferner gelangt das Ausgangssignal der Lambdasonde 125 sowohl zu der Mengensteuerung 142 als auch zur Abgasrückführsteuerung 144. Vorzugsweise ist die Lambdasonde 125 so ausgestaltet, daß sie ein der Sauerstoffkonzentration im Abgas proportionales Ausgangssignal liefert.

In Fig. 2 ist eine detailliertere Darstellung der Mengensteuerung 142 ausgeführt. Diese Mengensteuerung 142 umfaßt eine Minimalauswahl 200, der ein Signal bezüglich der gewünschten Kraftstoffmenge QKW sowie ein Signal der höchstzulässigen Kraftstoffmenge QKG zugeführt wird. Mit dem Ausgangssignal der Minimalauswahl 200 wird dann die Einspritzpumpe 145 beaufschlagt. Das Ausgangssignal der Lambdasonde 125 gelangt zu einem Verknüpfungspunkt 205, an dessen zweiten Eingang das Ausgangssignal einer Sollwertvorgabe 210 anliegt. Der Sollwertvorgabe 210 wird das Ausgangssignal des Drehzahlsensors 155 sowie von weiteren Sensoren 212 zugeführt.

Das Ausgangssignal des Verknüpfungspunktes 205 gelangt zu einem Regler 215, dessen Ausgangssignal dann über den Verknüpfungspunkt 220 der Minimalauswahl 200 zugeleitet wird. Dem zweiten Eingang des Verknüpfungspunktes 220 wird das Ausgangssignal eines Rauchkennfeldes 250 zugeführt. Zu dem Rauchkennfeld 250 gelangt das Ausgangssignal des Drehzahlsensors 155 sowie ein Signal bezüglich der angesaugten Luftmasse ML.

In dieser Figur sind nur die wesentlichsten Elemente dargestellt. Eine ausführlichere Darstellung findet sich in der DE-OS 39 25 877. So können unter anderem noch weitere Sensorsignale ausgewertet werden. Desweiteren kann vorgesehen sein, daß weitere Blöcke, die z. B. eine Leerlaufregelung durchführen, vorgesehen sind. Zur Vereinfachung sind diese Einrichtungen, die nicht zum Verständnis der Erfindung beitragen, weggelassen.

Die Einrichtung arbeitet nun wie folgt. Ausgehend von der Stellung des Fahrpedals 160 wird ein Kraftstoffmengenwunschsignal QKW vorgegeben. Dieses Signal entspricht der vom Fahrer gewünschten Lastanforderung. Dieses Signal wird in der Minimalauswahl 200 mit der höchstzulässigen Kraftstoffmenge QKG verglichen. Der Einspritzpumpe 145 wird das kleinere dieser beiden Signale zugeführt. Hiermit läßt sich die vom Fahrer gewünschte Kraftstoffmenge auf einen höchstzulässigen Wert begrenzen.

Die höchstzulässige Kraftstoffmenge QKG wird nun wie folgt vorgegeben. Der Regler 215 berechnet ausgehend von der Abweichung zwischen dem tatsächlichen Lambdawert, der von dem Lambdasensor 125 erfaßt wird, und einem Sollwert, der von der Sollwertvorgabe 210 vorgegeben wird, eine höchstzulässige einzuspritzende Kraftstoffmenge. Das Ausgangssignal des Reglers 215 begrenzt also die einzuspritzende Kraftstoffmenge. Da die Abgaslaufzeiten sehr hoch sind, hat dieses System den Nachteil, daß es auf plötzliche Änderungen der Betriebszustände nicht schnell genug reagieren kann. Dies hat zur Folge, daß die Dynamik der Brennkraftmaschine wesentlich verschlechtert oder andererseits die Abgasemissionen in bestimmten Betriebszuständen unzulässig hoch sein können. Diese Nachteile treten insbesondere beim Beschleunigen auf.

Um diese Nachteile auszugleichen, ist eine Vorsteuerung vorgesehen. Diese Vorsteuerung besteht im wesentlichen aus dem Rauchkennfeld 250. In diesem ist die höchstzulässige Kraftstoffmenge abhängig von der Drehzahl und einem Luftmengensignal ML abgelegt. Dieses Luftmengensignal ML gibt die der Brennkraftmaschine zugeführte Luftmasse an. Mit diesem Wert wird in dem Verknüpfungspunkt 220 das Ausgangssignal des Reglers 215 korrigiert. Bei einer plötzlichen Änderung der Betriebszustände reagiert das Rauchkennfeld 250 sehr schnell. Das Rauchkennfeld 250 nimmt eine Grobeinstellung der höchstzulässigen Kraftstoffmenge vor. Der Regler 215 gleicht nur noch kleine Ungenauigkeiten aus. Die Funktionsweise eines solchen Systems ist in der DE-OS 39 25 877 ausführlich beschrieben.

Üblicherweise wird bei solchen Systemen ein Sensor verwendet, der die Luftmenge ML direkt erfaßt. Es kann aber auch vorgesehen sein, daß dieser Wert mittels einer Simulation vorgebar ist. Bei Brennkraftmaschinen, die mit einer Abgasrückführung ausgestattet sind, kann das Luftmengensignal ML nicht ohne weiteres simuliert werden. Die erfindungsgemäße Einrichtung gibt nun eine Möglichkeit an, wie diese Simulation des Luftmengensignals bei einer Brennkraftmaschine mit Abgasrückführung ausgestaltet ist.

In Fig. 3 ist eine solche Simulation des Luftmengensignals dargestellt. Diese Simulation beinhaltet ein Modell für den Turbolader.

Einem Integrierer 300 wird das Ausgangssignal eines Verknüpfungspunktes 305 zugeleitet. Das Ausgangssignal des Integrierers gelangt über einen Block 310 zu einer Ladedruckberechnung 320. Das Ausgangssignal der Ladedruckberechnung 320 gelangt zu einer ersten Luftmengenberechnung 330, zu einem Kennfeld 350 sowie zu einer ersten Leistungsberechnung 340. Die Leistungsberechnung 340 gibt ausgehend von dem Ausgangssignal ML der ersten Luftmengenberechnung 330 ein Signal LV an den Verknüpfungspunkt 305. Das Ausgangssignal der Luftmengenberechnung 330 wird als Luftmengensignal ML zum Beispiel dem Rauchkennfeld 250 der Fig. 2 zugeführt. Die erste Luftmengenberechnung 330 steht ferner mit dem Drehzahlsensor 155 sowie mit einer Abgasrückführateberechnung 390 in Verbindung, die ein Abgasrückführsignal ARFR verarbeitet. Ein solches Signal kann z. B. von der Abgasrückführsteuerung 144 geliefert werden.

Ferner gelangt ein simuliertes Abgastemperatursignal T3 zu der ersten Luftmengenberechnung 330. Dieses Abgastemperatursignal entspricht im wesentlichen der Abgastemperatur in der Abgasleitung 110. Das Kennfeld 350 für den Abgasdruck P3 steht ferner mit dem Drehzahlsensor 155 in Verbindung. Das Ausgangssignal des Kennfeldes 350 wird einer zweiten Luftmengenberechnung 370 und einer zweiten Leistungsberechnung 380 zugeführt. Es erhält ferner Signale bezüglich der einzuspritzenden Kraftstoffmenge QK und der Abgasrückführate. Diese Signale entstammen insbesondere der Mengensteuerung 142 und der Abgasrückführsteuerung 144.

Die Abgastemperaturberechnung 360 bestimmt ausgehend von der angesaugten Kraftstoffmenge QK die Abgastemperatur T3, die der ersten Luftmengenberechnung 330, der zweiten Luftmengenberechnung 370 und der zweiten Leistungsberechnung 380 zugeleitet wird. Die zweite Luftmengenberechnung steht ebenfalls mit

der zweiten Leistungsberechnung 380 in Verbindung. Die zweite Leistungsberechnung 380 beaufschlagt den zweiten Eingang des Verknüpfungspunktes 305 mit einem Signal.

Diese Anordnung arbeitet nun wie folgt. Der Integrierer 300 stellt ein Modell für die Laderwelle dar. Durch Integration der Differenz zwischen der Verdichterleistung LV und der Turbinenleistung LT ergibt sich das Quadrat der Drehzahl NL der Laderwelle 132. In dem Block 310 wird ausgehend von dem Quadrat der Drehzahl NL der Laderwelle 132 der Drehzahlwert NL bestimmt.

Die Ladedruckberechnung 320 berechnet ausgehend von der Drehzahl NL der Laderwelle ein Ladedrucksignal P2. Dieses Ladedrucksignal entspricht im wesentlichen dem Druck in der Frischluftleitung 105. Insbesondere im Bereich kleiner Luftmengen ist der Ladedruck proportional zur Drehzahl NL der Laderwelle. Für den Ladedruck P2 gilt die folgende Gleichung:

$$P2 = P20 + KPN \cdot (NL - NL0)$$

Dabei sind die Größen P20, KPN und NL0 Konstanten, die entsprechend vorgegeben werden. Die Konstante KPN gibt den Zusammenhang zwischen Ladedruck P2 und Drehzahl NL der Laderwelle an. Diese Konstanten können entweder in einem Speicher abgelegt sein, oder sie werden abhängig von Betriebskenngrößen gewählt.

Da zur Berechnung der vom Motor angesaugten Luftmenge ML die Abgasrückführrate ARFR zu berücksichtigen ist, ist die Abgasrückführatenberechnung 390 vorgesehen. Sie steht vorzugsweise mit der Abgasrückführsteuerung 144 in Verbindung. Die Abgasrückführatenberechnung 390 berechnet ausgehend von dem Tastverhältnis TV, das von der Abgasrückführsteuerung 144 vorgegeben wird, das Abgasrückführsignal ARFR. Dieses wird im folgenden auch als Abgasrückführate ARFR bezeichnet. Die Bestimmung der Abgasrückführate ARFR kann mittels einer Kennlinie abhängig vom Tastverhältnis TV, mit dem der elektropneumatische Wandler angesteuert wird, erfolgen. Es kann aber auch vorgesehen sein, daß die Abgasrückführate in einem Kennfeld abhängig von verschiedenen Betriebsparametern abgelegt ist. Dies können besonders vorteilhaft die Drehzahl, das Tastverhältnis TV und/oder die eingespritzte Kraftstoffmenge QK sein.

Anstelle des Tastverhältnisses TV kann auch eine entsprechende Größe wie z. B. der Hub des elektropneumatischen Wandlers 150 bzw. des Abgasrückführventiles 138 oder eine auf andere Art gemessene oder berechnete Abgasrückführate verwendet werden. Ist eine Regelung der Abgasrückführate vorgesehen, so können der Sollwert oder der Istwert dieser Regelung verwendet werden.

Ausgehend von dem Ladedruck P2, der Drehzahl N der Brennkraftmaschine, der Abgasrückführate ARFR und der Abgastemperatur T3 gibt die erste Luftmengenberechnung 330 ein Luftmengensignal ML vor. Dieses Signal entspricht der der Brennkraftmaschine 100 zugeführten Luftmenge. Dieses Signal wird den weiteren Steuerkreisen als Luftmengensignal ML zugeleitet. Die Luftmenge ML läßt sich mittels einer entsprechenden Formel unter Verwendung von verschiedenen Konstanten wie z. B. der Gaskonstante berechnen oder sie kann in einem mehrdimensionalen Kennfeld abgelegt werden.

Diese Berechnung kann zum Beispiel gemäß der Formel erfolgen:

$$ML = \frac{(1-ARFR) \cdot (VH+VC) \cdot P2 \cdot N}{K1 \cdot (K2 + 5/6 \cdot (ARFR \cdot T3 + (1-ARFR) \cdot (T20 + KPT \cdot (P2-P20)))}$$

Bei den Größen VH, VC, K1, K2, T20 und KPT handelt es sich um Konstanten, die entsprechend vorgegeben werden. Diese werden vorzugsweise in einem Speicher abgelegt. In die Konstante K1 geht die ideale Gaskonstante ein. Die Konstanten VH und VC geben das Hubvolumen und das Kompressionsvolumen des Verdichters an. Die Konstante KPT gibt den Zusammenhang zwischen Ladedruck P2 und der Temperatur T2 nach dem Verdichter an.

Ausgehend von dem Ladedruck P2 und der der Brennkraftmaschinen zugeführte Luftmenge ML, die der durch den Verdichter strömenden Luftmenge entspricht, bestimmt die erste Leistungsberechnung 340 die Verdichterleistung LV. Diese Verdichterleistung LV wird vorzugsweise gemäß der folgenden Formel mit entsprechenden Konstanten berechnet.

$$LV = ML \cdot K3/K4 \cdot (T20 + KPT \cdot (P2 - P20) - T10)$$

Wobei K3, K4, T20, KPT, P20 und T10 vorgebbare Konstanten darstellen. Die Konstante K4 hängt im wesentlichen vom mechanischen Wirkungsgrad des Turboladers ab. In die Konstante K3 geht die ideale Gaskonstante ein. Die Vorgabe der Verdichterleistung kann auch ausgehend von den obigen Größen aus einem Kennfeld ausgelesen werden.

Am Ausgang der ersten Leistungsberechnung 340 liegt das Signal bzgl. der Verdichterleistung an. Dieses wird in dem Verknüpfungspunkt 305 mit dem Ausgangssignal der zweiten Leistungsberechnung verknüpft. Dieses Vergleichsergebnis entspricht dem Leistungsgleichgewicht und wird zur Berechnung der Drehzahl NL der Laderwelle 132 benötigt.

In der Abgastemperaturberechnung 360 wird ausgehend von der einzuspritzenden Kraftstoffmenge QK, die von der Mengenberechnung 142 vorgegeben wird, die Abgastemperatur T3 vorgegeben. Auch hier besteht in erster Näherung ein linearer Zusammenhang zwischen der eingespritzten Kraftstoffmenge QK und der Abgastemperatur T3. Der Zusammenhang entspricht der folgenden Gleichung:

$$T3 = T30 + KTQ \cdot (QK - QK0)$$

Wobei T30, KTQ und QK0 vorgebbare Konstanten darstellen. Die Konstante KTQ gibt den Zusammenhang zwischen eingespritzter Kraftstoffmenge QK und der Abgastemperatur T3 wieder.

In der zweiten Luftmengenberechnung 370 wird dann ausgehend von dieser Abgastemperatur T3 und dem Abgasdruck P3, ein Massesignal QLT berechnet. Dieses Massesignal ist ein Maß für die durch die Turbine strömende Luftmenge QLT. Der Zusammenhang zwischen Abgasdruck und dem Druck nach der Turbine P4 in der Auspuffleitung 120 läßt sich durch ein Polynom dritter Ordnung darstellen. Es ist aber auch möglich, daß dieser Zusammenhang in einem Kennfeld abgelegt wird.

$$QLT = (P3/\sqrt{T3}) \cdot (A + B \cdot P3/P4 + C \cdot (P3/P4)^2 + D \cdot (P3/P4)^3) \cdot 10^{-3}$$

Anstelle der Größe QLT kann auch das Signal ML verwendet werden. Dadurch kann die zweite Mengenberechnung 370 eingespart werden, ohne daß eine wesentliche Verschlechterung eintritt.

Hierbei sind die Größen A, B, C und D vorgebbare Konstanten. Die Größe P4 ist ein Maß für den Druck hinter der Turbine. Er wird üblicherweise auf einen festen Wert von 105 N/m² gesetzt.

In dem Kennfeld 350 ist das Abgasdrucksignal P3 abhängig von der Drehzahl N der einzuspritzenden Kraftstoffmenge QK und der Abgasrückführrate ARFR sowie dem Ladedruck P2 abgelegt. Das Abgasdrucksignal P3 entspricht dem Druck in der Abgasleitung 110. Das Kennfeld 350 enthält den Zusammenhang zwischen dem Ladedruck P2 und dem Abgasdruck P3. Dieser Block stellt die Kopplung zwischen Verdichter und Turbine dar.

Die zweite Leistungsberechnung 380 berechnet die Turbinenleistung LT ausgehend von dem Abgasdruck P3, der durch die Turbine strömenden Luftmenge QLT und der Abgastemperatur T3. Diese Berechnung erfolgt vorzugsweise mittels der Formel:

$$LT = QLT \cdot K5 \cdot T3 \cdot (1 - (P4/P3)^{K6})$$

Hierbei bezeichnen K5 und K6 vorgebbare Konstanten, die von der idealen Gaskonstanten und dem Wirkungsgrad bestimmt werden.

Diese Simulation beschreibt ein nichtlineares Modell, welches aus wenigen Blöcken aufgebaut ist und trotzdem die physikalischen Einflußgrößen Massenstrom, Druck und Temperatur beinhaltet. Die Dynamik wird durch die Laderwelle charakterisiert.

Es wird hiermit ein nichtlineares Modell vorgeschlagen, daß sowohl die Abgasrückführrate als auch die Abhängigkeit des Verhaltens vom Betriebspunkt wiedergibt. Dieses Modell ist relativ einfach aufgebaut. Das Ziel des Modells ist es, eine dynamisch gute Simulation der angesaugten Luftmenge zu erhalten. Das Ausgangssignal der Simulation, die Luftmenge ML kann anstatt der mittels eines Sensors gemessenen Größe auch bei Systemen mit Abgasrückführung verwendet werden.

Die wesentlichen Grundgedanken der vereinfachten Simulation sind, daß sich aus der Differenz zwischen der zugeführten Turbinenleistung und der verbrauchten Verdichterleistung die kinetische Energie der Laderwelle ergibt. Ausgehend von dieser ergibt sich das Quadrat der Drehzahl NL der Laderwelle.

Der Ladedruck P2 hängt in erster Näherung linear von der Laderdrehzahl ab. Über ein Kennfeld 350 ergibt sich ausgehend von der Drehzahl, der einzuspritzenden Kraftstoffmenge QK, der Abgasrückführrate ARFR und dem Ladedruck P2 der Abgasdruck P3. Ausgehend von der durch den Verdichter strömenden Luftmenge ML wird schließlich die vom Verdichter aufgenommene Leistung LV berechnet. Entsprechend wird aus der durch die Turbine strömenden Luftmenge QLT die der Turbine zugeführte Leistung berechnet. Hiermit läßt sich die angesaugte Luftmenge ML abhängig von den Eingangsgrößen, einzuspritzenden Kraftstoffmenge, Drehzahl N und Abgasrückführrate berechnen.

Diese Vorgehensweise hat den Vorteil, daß bei der Bestimmung der angesaugten Luftmenge ML die Abgasrückführung sowohl im Blick auf das stationäre Übertragungsverhalten als auch auf das dynamische Verhalten berücksichtigt werden kann. Die arbeitspunktabhängige Dynamik wird durch das nichtlineare Modell ebenfalls richtig wiedergegeben.

Eine weitere vorteilhafte Anwendung des Systems ist in Fig. 4 dargestellt. Hierbei handelt es sich um einen Kaskadenregler zur Regelung der Abgasrückführrate. Diese Anwendung entspricht einer Ausgestaltung der Abgasrückführsteuerung 144. In einem Kennfeld 400 ist ausgehend von der Drehzahl N und der einzuspritzenden Kraftstoffmenge QK ein Sollwert für die Luftzahl λ abgelegt. Dieser wird in dem Verknüpfungspunkt 410 mit dem Ausgangssignal des Lambdasensors 125 verknüpft.

Die Differenz wird dem ersten Regler 420 zugeleitet. Dessen Ausgangssignal gelangt zu dem Verknüpfungspunkt 425 wo es mit dem Ausgangssignal der Simulation 440 verknüpft wird. Die Differenz dieser beiden Signale gelangen zu dem zweiten Regler 430, der ein Ausgangssignal TV zur Ansteuerung des elektropneumatischen Wandlers 150 abgibt.

Diese Einrichtung arbeitet nun wie folgt. Ausgehend von der Drehzahl und der einzuspritzenden Kraftstoffmenge QK ist in dem Sollkennfeld 400 die Luftzahl λ abgelegt. Diese wird in dem Vergleichspunkt 410 mit der von dem Lambdasensor 125 erfaßten Luftzahl verglichen.

Dieses Vergleichsergebnis wird dem ersten Regler 420 zugeleitet. Dieser Regler hat vorzugsweise wenigstens integrales Verhalten. Bei diesem Regler 420 handelt es sich um einen Lambda-Regler, der den Lambdawert des Abgases auf den vom Sollkennfeld 400 vorgegebenen Sollwert einregelt.

Der erste Regler 420 stellt den Sollwert für den zweiten Regler 430 bereit. Bei diesem Signal handelt es sich um einen Wert für die der Brennkraftmaschine zuzuführende Luftmenge ML. Dieser Sollwert wird dem Verknüpfungspunkt 425 zugeleitet. Am zweiten Eingang des Verknüpfungspunktes 425 steht das Ausgangssignal der Simulation 440 an. Diese Simulation berechnet ausgehend von verschiedenen Größen, wie z. B. der einzuspritzenden Kraftstoffmenge QK und der Drehzahl N und einem Signal ARFR bzgl. der Abgasrückführrate den Istwert für die angesaugte Luftmenge ML.

Vorzugsweise wird die der Brennkraftmaschine zugeführte Luftmenge mittels einer in der Fig. 3 dargestellten Simulation bestimmt. Dies bedeutet das Ausgangssignal ML der Luftmengenberechnung 330 wird dem Verknüpfungspunkt 425 zugeführt. Das Ausgangssignal des Verknüpfungspunktes 425 wird dem zweiten Regler 430 zugeleitet. Dieser zweite Regler besitzt vorzugsweises P oder PT-Verhalten. Bei dem zweiten Regler 430 handelt es sich dann um einen Luftmengen-Regler. Er bildet dann die Stellgröße zur Beaufschlagung des elektropneumatischen Wandlers 150.

Durch die Kombination des Lambdaregelkreis mit der Simulation, ist durch die Vorsteuerung über die beschriebene Simulation ein dynamisch gutes Regelverhalten möglich. Dies bedeutet, daß die Abgasrückführung unmittelbar auf sich ändernde Betriebszustände, wie eine erhöhte Last, reagiert. Die Simulation bewirkt ein sehr gutes dynamisches Verhalten. Die statische Genauigkeit wird durch einen überlagerten Regelkreis erzielt.

Eine weitere Anwendung ist in Fig. 5 dargestellt. Eine Sollwertvorgabe 500 steht über ein Verknüpfungspunkt 505 mit einem Regler 510 in Verbindung. Der Regler 510 beaufschlagt den elektropneumatischen Wandler 150 über einen Verknüpfungspunkt 515 mit einem Signal TV zur Einstellung der Abgasrückführrate. An dem zweiten Eingang des Verknüpfungspunktes 515 liegt das Ausgangssignal einer Vorsteuerung 530. An dem zweiten Eingang des Verknüpfungspunktes 505 liegt das Ausgangssignal einer Istwertvorgabe 520. Die Istwertvorgabe 520 ist zum einen mit dem Lambdasensor 125 als auch mit weiteren Sensoren 525 verbunden.

Diese Einrichtung arbeitet nun wie folgt. Die Sollwertvorgabe 500 erzeugt einen Sollwert für das Signal MLsoll. Dieses wird in dem Verknüpfungspunkt 505 mit dem Ausgangssignal MList der Istwertberechnung 520 verglichen. Das Signal MList wird vorzugsweise aus der mit dem Lambdasensor gemessenen Luftzahl λ berechnet. Ausgehend von dem Vergleich zwischen Soll- und Istwert gibt der Regler 510 eine Stellgröße an den elektropneumatischen Wandler 150.

Bedingt durch die langen Abgaslaufzeiten ist dieser Regelkreis langsam und hat ein schlechtes dynamisches Verhalten. Bei plötzlichen Änderungen der einzuspritzenden Kraftstoffmenge ergeben sich unter Umständen erhöhte Abgasemissionen. Um die Dynamik des Regelkreises zu verbessern ist vorgesehen, daß über den Verknüpfungspunkt 515 die Vorsteuerung 530 eingreift. Diese Vorsteuerung umfaßt eine Simulation, die ausgehend von verschiedenen Betriebskenngrößen die Luftmenge ML vorgibt. Ausgehend von dieser Luftmenge wird dann ein Vorsteuerwert zur entsprechenden Beeinflussung des Abgasrückführstellwerkes ausgegeben. Vorzugsweise wird für diese Vorsteuerung eine Simulation gemäß Fig. 3 eingesetzt.

Diese Vorgehensweise hat den Vorteil, daß der Regler im statischen Betrieb die Abgasrückführung mit hoher Genauigkeit einstellt. Im dynamischen Betrieb stellt die Vorsteuerung die Abgasrückführung mit hoher dynamischer Genauigkeit ein.

Die Simulation gemäß Fig. 3 kann auch noch für weitere Anwendungen eingesetzt werden. Sie kann überall dort verwendet werden, wo ein Signal bezüglich der der Brennkraftmaschine zugeführten Luftmenge benötigt wird, wobei dieses Signal ein sehr gutes dynamisches Verhalten aufweist, wobei aber seine statische Genauigkeit keinen hohen Anforderungen genügen muß.

Patentansprüche

1. System zur Steuerung einer Brennkraftmaschine insbesondere einer selbstzündenden Brennkraftmaschine, die einen Turbolader (130, 115, 132) sowie Mittel (138) zur Abgasrückführung umfaßt, **dadurch gekennzeichnet**, daß Mittel vorgesehen sind zur Bildung eines Luftmengensignals (ML), ausgehend von der Drehzahl (N), der einzuspritzenden Kraftstoffmenge (QK), einem Abgasrückführsignal (ARFR) und einem Vergleich der Leistung (LV) des Verdichters und der Leistung (LT) der Turbine.
2. System nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Leistung des Verdichters (LV) ausgehend von einem Ladedrucksignal (P2) und dem Luftmengensignal (ML) vorgebar ist.
3. System nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Leistung der Turbine (LT) ausgehend von einem Massesignal (QLT), einem Abgastemperatursignal (T3) und einem Abgasdrucksignal (P3) vorgebar ist.
4. System nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß das Luftmengensignal (ML) ausgehend von wenigstens dem Abgastemperatursignal (T3) vorgebar ist.
5. System nach einem der Ansprüche 2 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß das Ladedrucksignal (P2) ausgehend von der Drehzahl (NL) einer Laderwelle vorgebar ist.
6. System nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Drehzahl (NL) der Laderwelle ausgehend von dem Vergleich der Leistung (LV) des Verdichters und der Leistung (LT) der Turbine vorgebar ist.
7. System nach einem der Ansprüche 2 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß das Massesignal (QLT) ausgehend von dem Abgasdrucksignal (P3) vorgebar ist.
8. System nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß das Abgasdrucksignal (P3) ausgehend von dem Abgasrückführsignal (ARFR), der einzuspritzenden Kraftstoffmenge (QK) und der Drehzahl (N) vorgebar ist.
9. System nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß ein Regler (510) vorgesehen ist, der ausgehend von dem Vergleich eines Sollwerts mit einem Istwert, eine Stellgröße (TV) zur Beeinflussung der Abgasrückführrate vorgibt, wobei diese Stellgröße ausgehend von dem Luftmengen-

signal(ML) korrigierbar ist.

10. System nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß ein Regler (215) vorgesehen ist, der ausgehend von dem Vergleich eines Sollwerts mit einem Istwert eine höchstzulässige einzuspritzende Kraftstoffmenge vorgibt, wobei diese höchstzulässige einzuspritzende Kraftstoffmenge ausgehend von dem Luftmengensignal (ML) korrigierbar ist.

5

Hierzu 5 Seite(n) Zeichnungen

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

FIG. 1

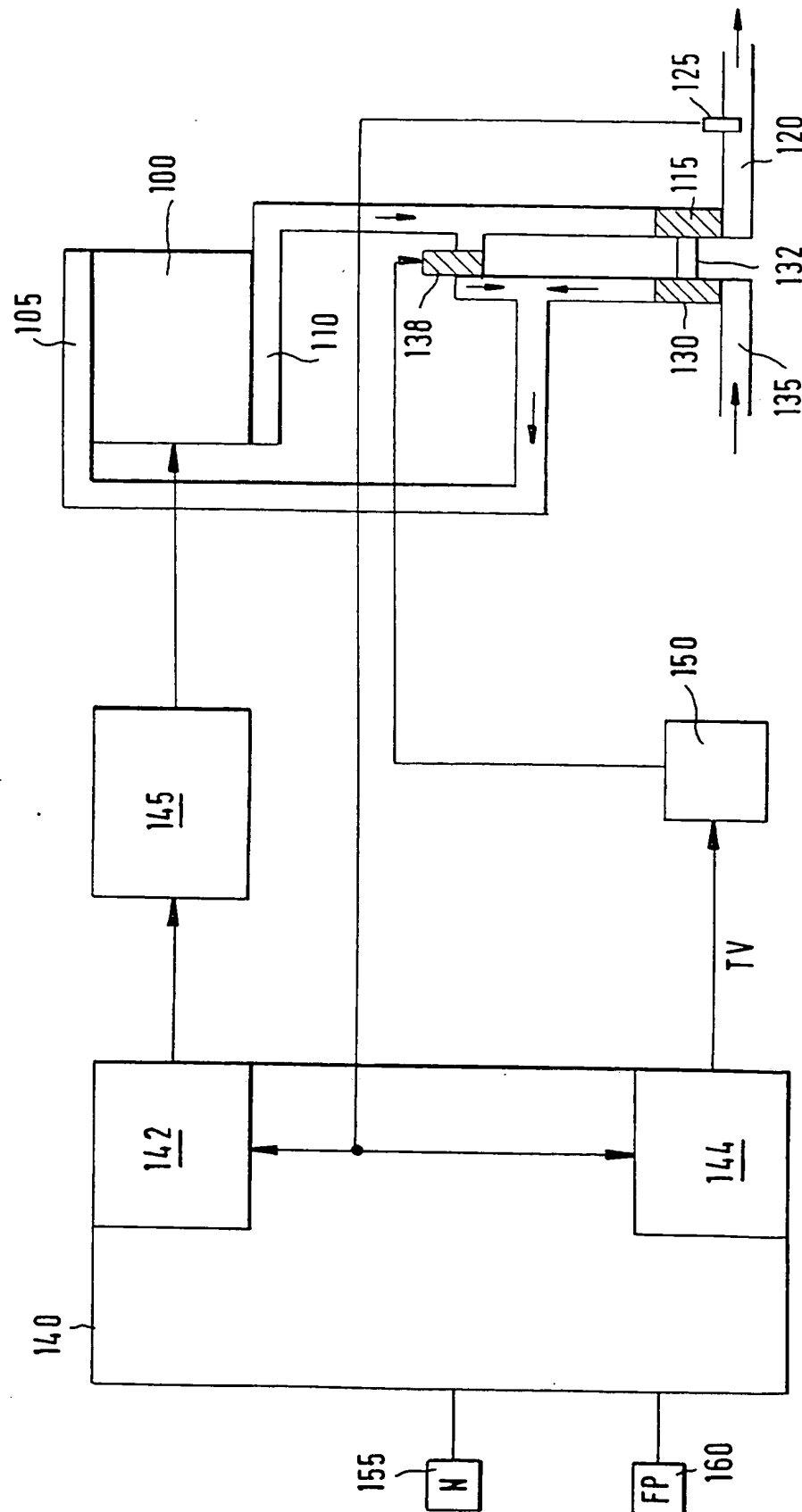
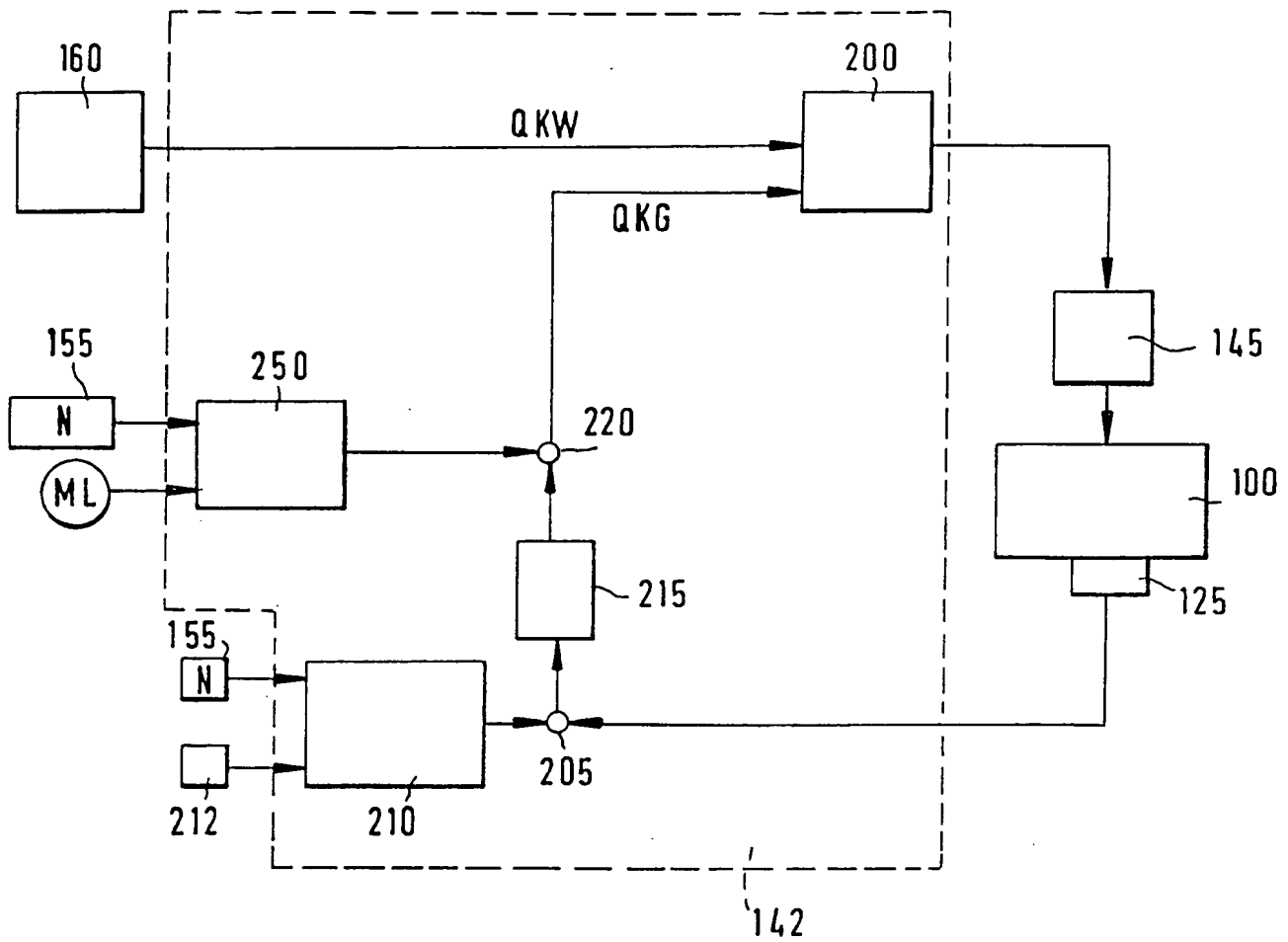


FIG. 2



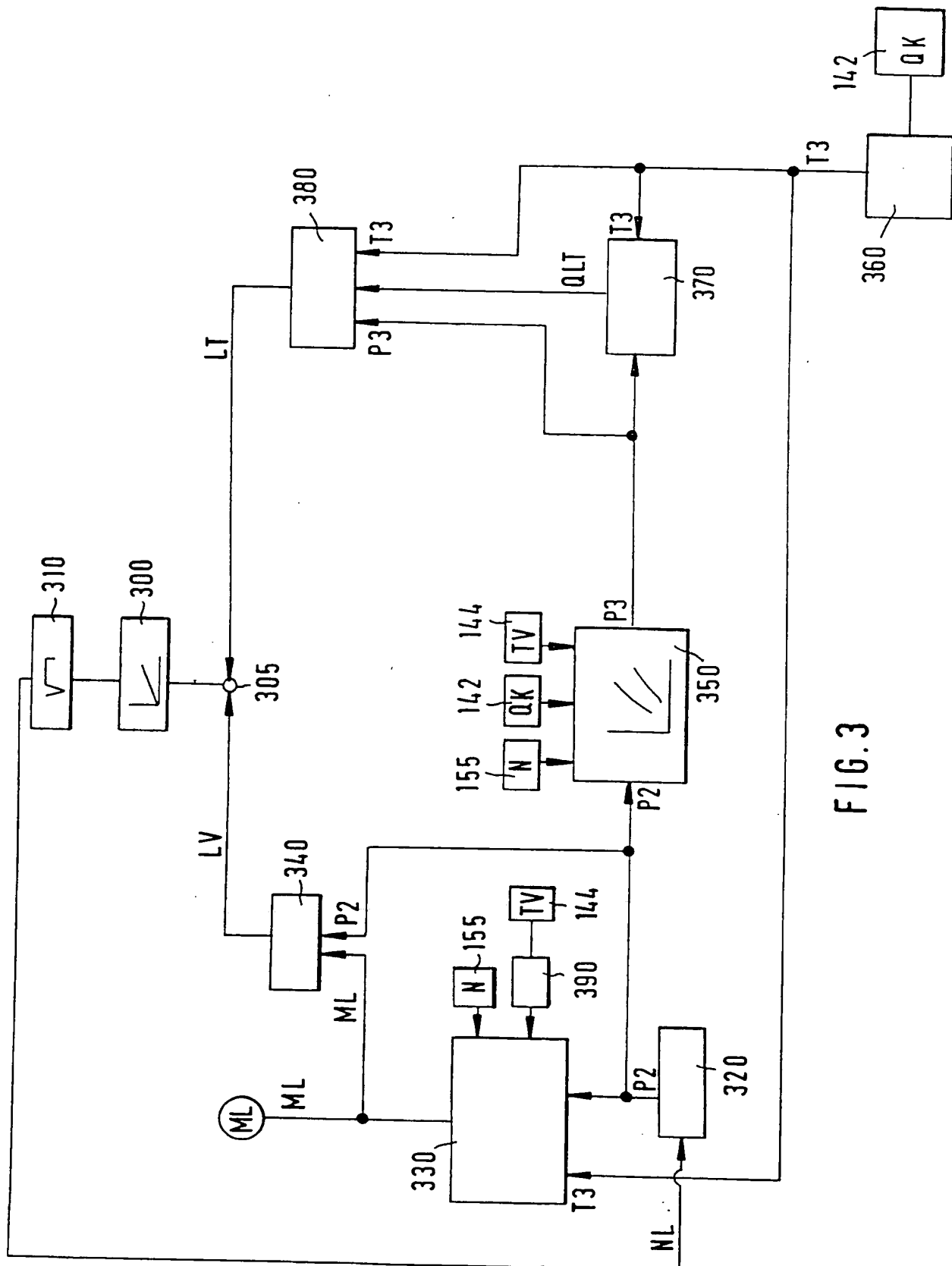


FIG. 3

FIG. 4

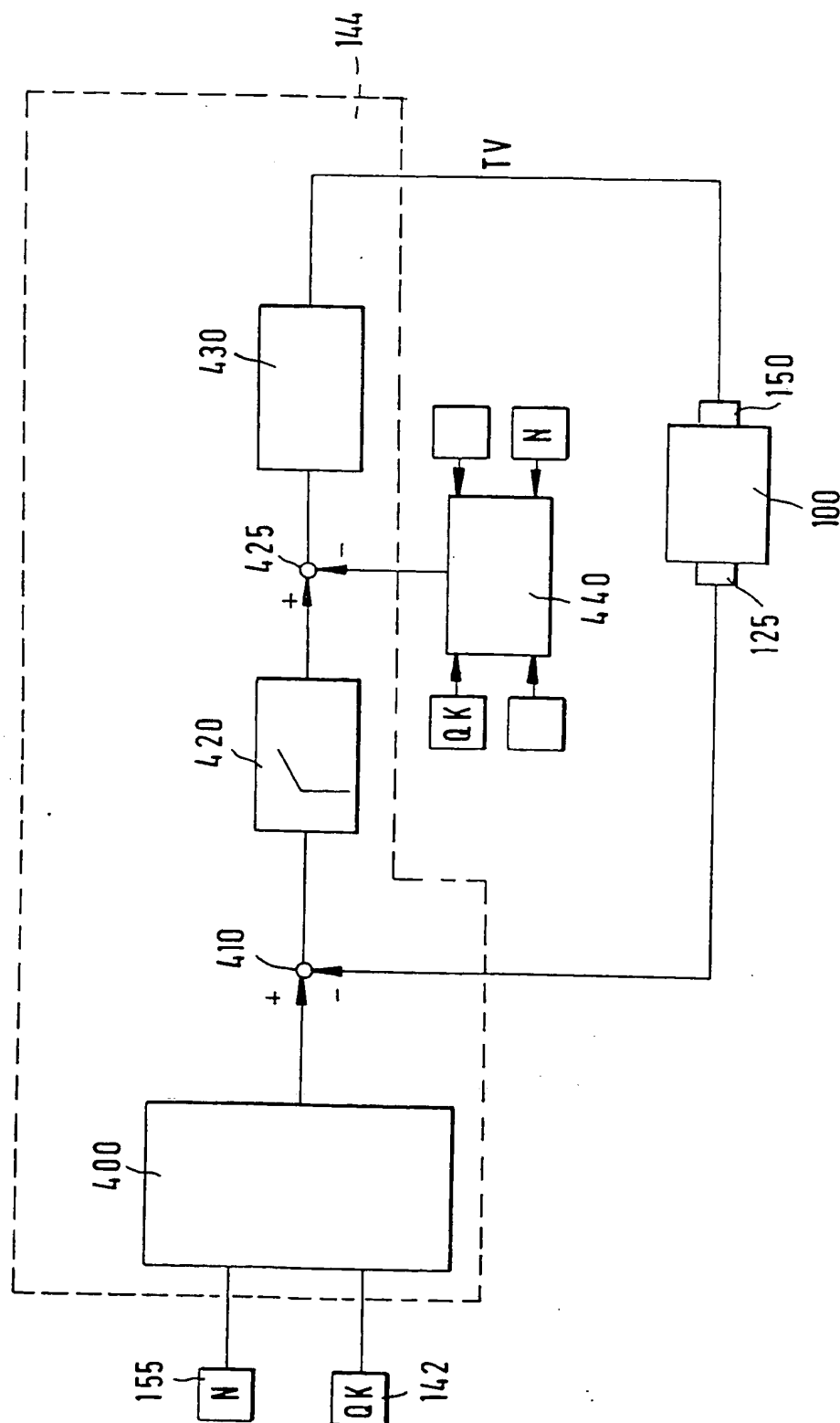
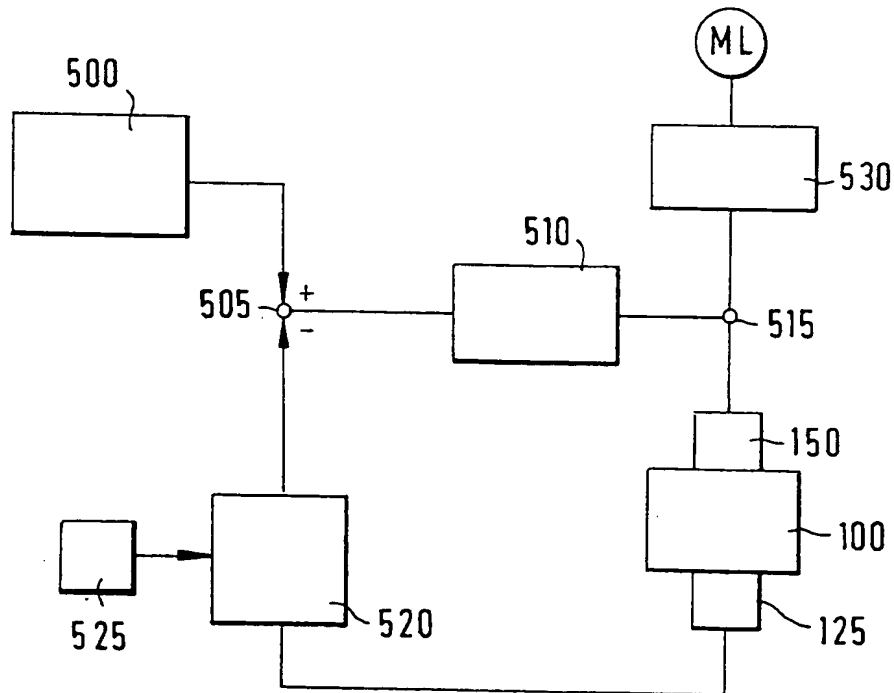



FIG.5



SYSTEM ZUR STEUERUNG EINER BRENNKRAFTMASCHINE

Patent number: DE4214648
Publication date: 1993-11-04
Inventor: BIRK MANFRED DIPL ING (DE); KERN CHRISTOPH (DE)
Applicant: BOSCH GMBH ROBERT (DE)
Classification:
- **international:** F02D45/00; F02D43/00; F02D41/38; F02D41/14
- **european:** F02D41/38; F02D41/00D4
Application number: DE19924214648 19920502
Priority number(s): DE19924214648 19920502

Also published as: JP6026383 (/

Abstract not available for DE4214648

Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide

FEDERAL REPUBLIC
OF GERMANY

Published Patent Application
DE 42 14 648 A1

Int. Cl.³:
F 02 D 45/00

F 02 D 43/00
F 02 D 41/38
F 02 D 41/14

Serial no.: P 42 14 648.8
Application date: 5/2/92
Publication date: 11/4/93

GERMAN PATENT
OFFICE

DE 42 14 648 A1

Applicant:

Robert Bosch GmbH, 70469 Stuttgart DE

Inventor:

Birk, Manfred, Grad. Eng., 7141 Oberriexingen, DE;
Kern, Christoph, 7000 Stuttgart, DE

**System for Controlling an Internal
Combustion Engine**

[Drawing]

A system for controlling an internal combustion engine, in particular a self-igniting internal combustion engine, comprising a turbocharger (130, 115, 132) as well as means (138) for exhaust gas recirculation is described. This system comprises means for forming an air quantity signal (ML) based on the rpm (N), the fuel quantity (QK) to be injected, an exhaust gas recirculation signal (ARFR), and a comparison of the output (LV) of the compressor and the output (LT) of the turbine.

DE 42 14 648 A1

The following data are drawn from the documents submitted by the applicant.

Description

State of the Art

The invention concerns a system for controlling an internal combustion engine pursuant to the preamble of the independent claim. A system such as this is known from DE-OS 39 25 877. Therein is described a system for controlling a diesel internal combustion engine, in which the charging pressure or the drawn air quantity is not directly determined with a sensor, but is calculated with a simulation that is independent from a sensor. This simulation provides the drawn air quantity in dependence upon the rpm and the fuel quantity to be injected.

A system for controlling an internal combustion engine, in particular a self-igniting internal combustion engine, is furthermore known from DE-OS 4 20 754, which has not been published. In the system described therein is likewise used a simulation that takes into consideration the fuel quantity, the rpm and the exhaust gas recirculation rate for calculating an air quantity value.

Object of the Invention

It is an object of the invention to make available a system for controlling internal combustion engines, which determines as accurately as possible the drawn air quantity. This system should also be applicable for internal combustion engines having an exhaust gas recirculation as well as a charger. As few sensors as possible should be used in order to obtain an economic system.

Advantages of the Invention

The system pursuant to the invention makes possible a considerably more precise control of the internal combustion engine in dynamic operating conditions with a smaller amount of sensors in comparison with the state of the art. Only such sensors are used, which are also required for controlling the fuel quantity. Advantageous and practical embodiments and further developments of the invention are disclosed in the dependent claims.

Drawings

The invention will be described in the following with reference to the embodiments depicted in the drawings. Fig. 1 shows a system for controlling a turbocharged internal combustion engine with exhaust gas recirculation in roughly schematized form; Fig. 2 shows a detailed view of the quantity control 142; Fig. 3 shows a simulation of the air quantity; Fig. 4 shows a further advantageous application of the simulation in the form of a cascade controller for controlling the exhaust gas recirculation rate; and Fig. 5 shows a further application of the simulation.

Description of the Exemplary Embodiments

Fig. 1 shows a system for controlling an internal combustion engine in roughly schematized form. In this exemplary embodiment, it is a diesel internal combustion engine. In a diesel internal combustion engine, the exhaust gas behavior is considerably improved by means of the

system pursuant to the invention. However, the system pursuant to the invention can also be utilized in other internal combustion engines.

An internal combustion engine 100 is supplied with fresh air via a fresh air line 105. The exhaust gas is discharged via an exhaust gas line 110. The exhaust gas arrives in an exhaust pipe 120 via a turbine 115. A lambda probe 125 is arranged in the exhaust pipe 120.

The turbine 115 is connected via a charging shaft 132 to a compressor 130, which supplies the air flowing through the fresh air line 105 through an intake line 135. The exhaust gas line 110 and the fresh air line 105 are connected via an exhaust gas recirculation valve 138.

An electronic control device 140 is also provided. This device comprises among other things a quantity control 142 and an exhaust gas recirculation control 144. The quantity control 142 feeds signals to an injection pump 145, which meters a defined fuel quantity to the internal combustion engine in dependence upon these signals. The exhaust gas recirculation control 144 is connected to an electropneumatic converter 150. This electropneumatic converter 150 actuates the exhaust gas recirculation valve 138.

The lambda probe 125 supplies a signal to the quantity control 142 as well as to the exhaust gas recirculation control 144. The electronic control device 140 is further connected to different sensors 155 and 160.

This system functions as follows. The compressor 130 compresses the air that flows in via the intake line 135, which arrives then at the internal combustion engine 100 via the fresh air line 105. The exhaust gas leaving the internal combustion engine 100 arrives via the exhaust gas line 110 at the turbine 115 and from there in the exhaust pipe 120. The turbine 115 drives the compressor 130 via the charging shaft 132. The composition of the air fed to the internal combustion engine can be influenced via the exhaust gas recirculation valve 138. The exhaust gas recirculation control 144 feeds a signal with a corresponding duty cycle TV for this purpose to the electropneumatic converter 150. With a large duty cycle, the exhaust gas recirculation valve 138 opens and this results in a large exhaust gas recirculation rate. Accordingly, a small exhaust gas recirculation rate results with a small duty cycle.

The injection pump 145 feeds to the internal combustion engine 100 the fuel quantity that is required for the combustion. The control signals for the injection pump 145 and the duty cycle TV for the electropneumatic converter 150 are predetermined by the electronic control device 140. For this purpose, the electronic control device 140 evaluates different signals. These are, on the one hand, an rpm signal N of the rpm sensor 155, as well as a load signal, which is measured in the form of the accelerator pedal position by the sensor 160. The output signal of the lambda probe 125 also reaches the quantity control 142 as well as also the exhaust gas recirculation control 144. The lambda probe 125 is preferably configured in such a way that it supplies an output signal that is proportional to the oxygen concentration in the exhaust gas.

In Fig. 2 is shown a detailed representation of the quantity control 142. This quantity control 142 comprises a minimal evaluation 200, to which is fed a signal concerning the desired fuel quantity QKW as well as a signal for the highest allowable fuel quantity QKG. The output signal of the minimal selection 200 is then fed to the injection pump 145. The output signal of the lambda probe 125 arrives at a mixing point 205, at whose second input is applied the output signal of a desired value specification 210. The output signal of the rpm sensor 155 as well as from further sensors 212 is fed to the desired value specification 210.

The output signal of the mixing point 205 arrives at a controller 215, whose output signal is then fed via the mixing point 220 to the minimal selection 200. The output signal of a smoke

characteristic field 250 is fed to the second input of the mixing point 220. The output signal of the rpm sensor 155 as well as a signal concerning the drawn air mass ML reaches the smoke characteristic field 250.

Only the most essential elements are shown in this figure. A detailed representation can be found in DE-OS 39 25 877. In this way can be evaluated, inter alia, still further sensor signals. Also further blocks, which carry out, for example, an idle speed control, can be provided. For the purpose of a simplification, those devices that do not contribute to the understanding of the invention are omitted.

The system functions as follows. A desired fuel quantity signal QKW is predetermined based on the position of the accelerator pedal 160. This signal corresponds to the load requirement predetermined by the driver. This signal is compared in the minimal selection 200 to the highest allowable fuel quantity QKG. The smallest of the two signals is fed to the injection pump 145. The fuel quantity desired by the driver can be limited in this way to a highest allowable value.

The highest allowable value fuel quantity QKG is now predetermined as follows. The controller 215 calculates a highest allowable fuel quantity to be injected based on the deviation between the actual lambda value, which is measured by the lambda sensor 125, and a desired value, which is predetermined by the desired value specification 210. The output signal of the controller 215 limits thus the fuel quantity to be injected. Since the exhaust gas running times are very high, this system has the disadvantage that it cannot react sufficiently fast to sudden changes of the operating conditions. This has as a consequence that the dynamic of the internal combustion engine deteriorates considerably or, on the other hand, the exhaust gas emissions in specific operating conditions can be unallowably high. These disadvantages occur in particular during accelerations.

A precontrol is provided in order to compensate for these disadvantages. This precontrol consists essentially of the smoke characteristic field 250. The highest allowable fuel quantity dependent upon the rpm and an air quantity signal ML is stored therein. This air quantity signal ML indicates the air mass that is fed to the internal combustion engine. The output signal of the controller 215 is corrected with this value in the mixing point 220. The smoke characteristic field 250 reacts very fast if a sudden change of the operating conditions occurs. The smoke characteristic field 250 undertakes the rough adjustment of the highest allowable fuel quantity. The controller 215 compensates now only for very small inaccuracies. The mode of operation of such a system is described in detail in DE-OS 39 25 877.

In these systems is customarily used a sensor that measures directly the air quantity ML. However, this value can also be predetermined by means of a simulation. In internal combustion engines that are equipped with an exhaust gas recirculation, the air quantity signal ML cannot be simulated offhand. The system pursuant to the invention discloses now a possibility of how this simulation of the air quantity signal is configured in an internal combustion engine with exhaust gas recirculation.

In Fig. 3 is shown such a simulation of the air quantity signal. This simulation includes a model for the turbocharger.

The output signal of a mixing point 305 is fed to an integrator 300. The output signal of the integrator arrives via a block 310 at a charging pressure calculation 320. The output signal of the charging pressure calculation 320 arrives at a first air quantity calculation 330, a characteristic field 350, as well as a first capacity rating 340. The capacity rating 340 supplies a

signal LV at the mixing point 305 based on the output signal ML of the first air quantity calculation 340. The output signal of the air quantity calculation 330 is fed as air quantity signal ML, for example, to the smoke characteristic field 250 of Fig. 2. The first air quantity calculation 330 is further connected to the rpm sensor 155 as well as to an exhaust gas recirculation rate calculation 390, which processes an exhaust gas recirculation signal ARFR. Such a signal can be supplied, for example, by the exhaust gas recirculation control 144.

A simulated exhaust gas temperature signal T3 arrives also at the first air quantity calculation 330. This exhaust gas temperature signal corresponds essentially to the exhaust gas temperature in the exhaust gas line 110. A second air quantity calculation 370 and a second capacity rating 380 are fed to the characteristic field 350 for the exhaust gas pressure P3. It also receives signals concerning the fuel quantity QK to be injected and the exhaust recirculation rate. These signals originate in particular from the quantity control 142 and the exhaust gas recirculation control 144.

The exhaust gas temperature calculation 360 determines the exhaust gas temperature T3 that is fed to the first air quantity calculation 330, the second air quantity calculation 370, and the second capacity rating 380 based on the drawn fuel quantity QK. The second air quantity calculation is likewise connected to the second capacity rating 380. The second capacity rating 380 supplies the second input of the mixing point 305 with a signal.

This arrangement functions now as follows. The integrator 300 represents a model for the charging shaft. By integrating the difference between the compressor output LV and the turbine output LT results the square of the rpm NL of the charging shaft 132. The rpm value NL is determined based on the square of the rpm NL of the charging shaft 132 in the block 310.

The charging pressure calculation 320 calculates a charging pressure signal P2 based on the rpm NL of the charging shaft. This charging pressure signal corresponds essentially to the pressure in the fresh air line 105. The charging pressure is proportional to the rpm NL of the charging shaft especially within the range of the smaller air quantities. For the charging pressure P2 applies the following equation:

$$P = P20 + KPN \cdot (NL - NL0)$$

Herein, the variables P20, KPN and NL0 are accordingly predetermined constants. The constants KPN provides the correlation between the charging pressure P2 and the rpm NL of the charging shaft. These constants can be stored, either in a memory, or they can be selected in dependence upon the operating parameters.

Since the exhaust recirculation rate ARFR should be taken into consideration for calculating the drawn air quantity ML, the exhaust gas recirculation rate calculation 390 is provided. It is connected, for example, to the exhaust gas recirculation control 144. The exhaust gas recirculation rate calculation 390 calculates the exhaust gas recirculation rate ARFR based on the duty cycle TV, which is predetermined by the exhaust gas recirculation control 144. The determination of the exhaust gas recirculation rate ARFR can occur by means of a characteristic line in dependence upon the duty cycle TV, with which the electropneumatic converter is actuated. However, the exhaust gas recirculation rate can also be stored in a characteristic field in dependence upon different operating parameters. These can be especially advantageously the rpm, the duty cycle TV and/or the injected fuel quantity QK.

Instead of the duty cycle TV can also be used a corresponding variable such as, for example, the stroke of the electropneumatic converter 150 or the exhaust gas recirculation valve 138 or an exhaust recirculation rate measured or calculated in another way. If a controller of the exhaust gas rate is provided, then the desired value or the actual value of this controller can be utilized.

The first air quantity calculation 330 predetermines an air quantity signal ML based on the charging pressure P2, the rpm N of the internal combustion engine, the exhaust gas recirculation rate ARFR, and the exhaust gas temperature T3. This signal corresponds to the air quantity supplied to the internal combustion engine 100. The air quantity ML can be calculated by means of a corresponding formula using different constants such as, for example, the gas constant, or it can be stored in a multidimensional characteristic field.

This calculation can take place, for example, according to the formula:

$$ML = \frac{(1-ARFR) * (VH+VC) * P2 * N}{K1 * (K2 + 5/6 * (ARFR*T3 + (1-ARFR) * (T20 + KPT * (P2-P20))))}$$

The magnitudes VH, VC, K1, K2, T20 and KPT are constants that are predetermined accordingly. They are preferably stored in a memory. The ideal gas constant is incorporated into the constant K1. The constants VH and VC indicate the displaced volume and the compression volume of the compressor. The constant KPT indicates the correlation between the charging pressure P2 and the temperature T2 after the compressor.

The first capacity rating 340 determines the compressor output LV based on the charging pressure P2 and the air quantity ML fed to the internal combustion engine, which corresponds to the air quantity flowing through the compressor. This compressor output LV is preferably calculated in accordance with the following formula with the corresponding constants.

$$LV = ML \cdot K3/K4 \cdot (T20 + KPT \cdot (P2-P20) - T10)$$

wherein K3, K4, T20, KPT, P20 and T10 represent predeterminable constants. The constant K4 depends essentially from the mechanic efficiency of the turbocharger. The ideal gas constant is incorporated into the constant K3. The specification of the compressor capacity can also be read out of a characteristic field based on the above magnitudes.

The signal concerning the compressor capacity is applied at the output of the first capacity calculation 340. The same is linked in the mixing point 305 with the output signal of the second capacity calculation. This comparison result corresponds to the capacity balance and is necessary for the calculation of the rpm NL of the charging shaft 132.

The exhaust gas temperature T3 is predetermined in the exhaust gas temperature calculation 360 based on the injected fuel quantity QK, which is predetermined by the quantity calculation 142. Herein there is also a linear correlation in a first approximation between the injected fuel quantity QK and the exhaust gas temperature T3. The correlation corresponds to the following equation:

$$T3 = T30 + KTQ \cdot (QK - QK0)$$

wherein T30, KTQ and QK0 represent predeterminable constants. The constant KTQ shows the correlation between the injected fuel quantity QK and the exhaust gas temperature K3.

In the second air quantity calculation 370 is then calculated a mass signal QLT based on this exhaust gas temperature T3 and the exhaust gas pressure P3. This mass signal is a measure of the air quantity QLT flowing through the turbine. The correlation between the exhaust gas pressure and the pressure after the turbine P4 in the exhaust pipe 120 can be illustrated by a polynomial of the third order. However, it is also possible for this correlation to be stored in a characteristic field.

$$QLT = (P3/\sqrt{T3}) * (A + B*P3/P4) + C*(P3/P4)^2 + D*(P3/P4)^3) * 10^{-3}$$

The signal ML can also be used instead of the magnitude QLT. In this way, the second quantity calculation 370 can be omitted without the occurrence of a considerable deterioration.

The magnitudes A, B, C and D herein are predeterminable constants. The magnitude P4 is a measure of the pressure behind the turbine. It is usually set to a fixed value of 105 N/m².

The exhaust gas pressure signal P3 is stored in the characteristic field 350 in dependence upon the rpm N of the fuel quantity QK to be injected and the exhaust gas recirculation rate ARFR as well as the charge pressure P2. The exhaust gas pressure signal P3 corresponds to the pressure in the exhaust gas line 110. The characteristic 350 contains the correlation between the charging pressure P2 and the exhaust gas pressure P3. This block represents the coupling between the compressor and the turbine.

The second capacity calculation 380 calculates the turbine output LT based on the exhaust gas pressure P3, the air quantity QLT flowing through the turbine, and the exhaust gas temperature T3. This calculation occurs preferably by means of the formula:

$$LT = QLT \cdot K5 \cdot T3 (1 - (P4/P3)^{K6})$$

K5 and K6 identify herein predeterminable constants, which are determined by the ideal gas constants and the efficiency.

This simulation describes a non-linear model, which is formed by a few blocks and nonetheless retains the physical influence magnitudes mass flow, pressure and temperature. The dynamic is characterized by the charging shaft.

A non-linear model is proposed herewith, which represents the exhaust gas recirculation rate as well as also the dependency of the behavior from the operating point. This model has a relatively simple design. The object of the model is to obtain a good dynamic simulation of the drawn in air quantity. The output signal of the simulation, the air quantity ML, can also be used in systems with exhaust gas recirculation instead of the magnitude measured by means of a sensor.

The fundamental basic ideas of the simplified simulation are that the kinetic energy of the charging shaft results from the difference between the supplied turbine output and the consumed compressor output. The square of the rpm NL of the charging shaft is obtained therefrom.

The charging pressure P2 depends linearly in a first approximation from the charging rpm. The fuel quantity QK to be injected, the exhaust gas recirculation rate ARFR, and the charging pressure P2 of the exhaust gas pressure P3 are obtained based on the rpm via a characteristic field 350. The output LV drawn by the compressor is finally calculated based on the air

quantity ML flowing through the compressor. Accordingly, the output supplied to the turbine can be calculated from the air quantity QLT flowing through the turbine. The drawn in air quantity ML can be calculated herewith from the input magnitudes, the fuel quantity to be injected, the rpm N, and the exhaust gas recirculation rate.

This mode of operation has the advantage that the exhaust gas recirculation can be taken into consideration when determining the drawn in air quantity ML from the point of view of the stationary transmission behavior as well as also the dynamic behavior. The dynamic that depends from working point is likewise correctly represented by the linear model.

A further advantageous application of the system is shown in Fig. 4. Therein is shown a cascade controller for controlling the exhaust gas recirculation rate. This application corresponds to an embodiment of the exhaust gas recirculation control 144. A desired value for the air fuel ratio λ based on the rpm N and the fuel quantity QK to be injected is stored in a characteristic field 400. The same is linked at the mixing point 410 with the output signal of the lambda sensor 125.

The difference is fed to the first controller 420. Its output signal arrives at the mixing point 425, where it is linked to the output signal of the simulation 440. The difference of these two signals arrives at the second controller 430, which supplies an output signal TV for the activation of the electropneumatic converter 150.

This system functions now as follows. The air-fuel ratio λ is stored in the desired characteristic field 400 on the basis of the rpm and the fuel quantity QK to be injected. The same is compared to the air/fuel ratio measured by the lambda sensor 125 in the comparison point 410.

The result of this comparison is supplied to the first controller 420. This controller has preferably at least an integral behavior. This controller 420 is a lambda controller, which adjusts the lambda value of the exhaust gas to the desired value predetermined by the desired characteristic field 400.

The first controller 420 makes available the desired value for the second controller 430. This signal is a value of the air quantity ML that is to be fed to the internal combustion engine. This desired value is supplied to the mixing point 425. The output signal of the simulation 440 is applied at the second input of the mixing point 425. This simulation calculates the actual value for the drawn in air quantity ML based on the different magnitudes, such as, for example, the fuel quantity QK to be injected and the rpm N and a signal ARFR concerning the exhaust recirculation rate.

The air quantity supplied to the internal combustion engine is preferably determined by means of a simulation represented in Fig. 3. This means that the output signal ML of the air quantity calculation 330 is supplied to the second controller 430. This second controller has preferably a P or PT behavior. The second controller 430 is then an air quantity controller. It forms then the control variable for actuating the electropneumatic converter 150.

A good dynamic control behavior by means of the precontrol via the described simulation is possible by combining the lambda control circuit with the simulation. This means that the exhaust recirculation reacts directly to the changing operating conditions, such as an increased load. The simulation effects a very good dynamic behavior. The static accuracy is obtained by means of a superimposed control circuit.

A further application is shown in Fig. 5. A desired value specification 500 is connected to a controller 510 via a mixing point 505. The controller 510 actuates the electropneumatic

converter 150 via a mixing point 515 with an output signal TV for adjusting the exhaust gas recirculation rate. The output signal of a precontrol 530 is applied at the second input of the mixing point 515. The output signal of an actual value specification 520 is applied at the second input of the mixing point 505. The actual value specification 520 is connected, on the one hand, to the lambda sensor 125 and also to further sensors 525.

This system functions now as follows. The desired value specification 500 generates a desired value for the signal MLsoll. The same is compared to the output signal MList of the actual value calculation 520 in the mixing point 505. The signal MList is preferably calculated from the air/fuel ratio λ measured by the lambda sensor. The controller gives a control variable to the electropneumatic converter 150 based on the comparison between the desired and the actual values.

Because of the long exhaust gas running times, this control circuit is slow and has a bad dynamic behavior. With sudden changes of the fuel quantity to be injected are produced increased exhaust gas emissions under certain conditions. In order to improve the dynamic of the control circuit, it is provided that the precontrol 530 intervenes via the mixing point 515. This precontrol predetermines the air quantity ML based on different operating variables. A precontrol value for a corresponding influencing of the exhaust gas recirculation control variable is emitted based on this air quantity. A simulation according to Fig. 3 is preferably used for this precontrol.

This mode of operation has the advantage that the controller adjusts the exhaust gas recirculation with a higher accuracy in the static operation. In the dynamic operation, the precontrol adjusts the exhaust gas recirculation with a high dynamic accuracy.

The simulation pursuant to Fig. 3 can also be used for further applications. It can be utilized everywhere where a signal concerning the air quantity supplied to the internal combustion engine is required, wherein this signal has a very good dynamic behavior, but its static accuracy does not have to meet high requirements.

Patent Claims

1. A system for controlling an internal combustion engine, in particular a self-igniting internal combustion engine, comprising a turbocharger (130, 115, 132) as well as means (138) for exhaust gas recirculation, wherein means are provided for forming an air quantity signal (ML) on the basis of the rpm (N), the fuel quantity (QK) to be injected, an exhaust gas recirculation signal (ARFR), and a comparison of the output (LV) of the compressor and the output (LT) of the turbine.
2. The system of claim 1, wherein the output (LV) of the compressor can be predetermined on the basis of a charging pressure signal (P2) and the air quantity signal (ML).
3. The system of claim 1 or 2, wherein the output (LT) of the turbine can be predetermined on the basis of a mass signal (QLT), an exhaust gas temperature signal (T3), and an exhaust gas pressure signal (P3).
4. The system of one of the claims 1 through 3, wherein the air quantity signal (ML) can be predetermined at least on the basis of the exhaust gas temperature signal (T3).
5. The system of one of the claims 2 through 4, wherein the charging pressure signal (P2) can be predetermined on the basis of the rpm (NL) of a charging shaft.

6. The system of claim 5, wherein the rpm (NL) of the charging shaft can be predetermined on the basis of the comparison of the output (LV) of the compressor and the output (LT) of the turbine.
7. The system of one of the claims 2 through 6, wherein the mass signal (QLT) can be predetermined on the basis of the exhaust gas pressure signal (P3).
8. The system of claim 7, wherein the exhaust gas pressure signal (P3) can be predetermined on the basis of the exhaust gas recirculation signal (ARFR), the fuel quantity (QK) to be injected, and the rpm (N).
9. The system of one of the preceding claims, wherein a controller (510) is provided, which predetermines a control variable (TV) for influencing the exhaust gas recirculation rate based on the comparison of a desired value to an actual value, while this control variable can be corrected based on the air quantity signal (ML).
10. The system of one of the preceding claims, wherein a controller (215) is provided, which predetermines a highest allowable fuel quantity to be injected on the basis of the comparison of a desired value to an actual value, while this highest allowable fuel quantity to be injected can be corrected on the basis of the air quantity signal (ML).

5 sheet(s) of drawings are enclosed

FIG. 1

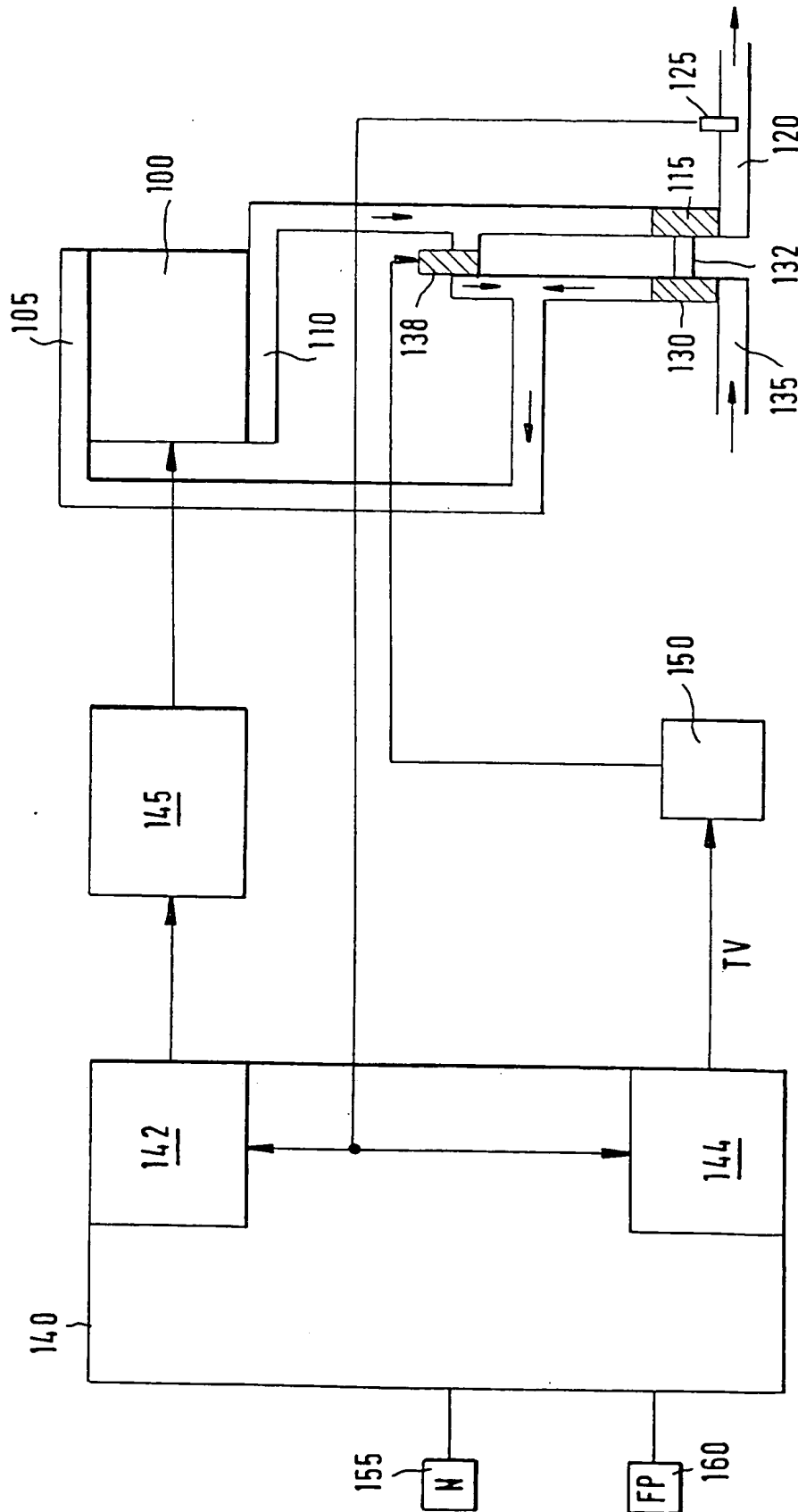
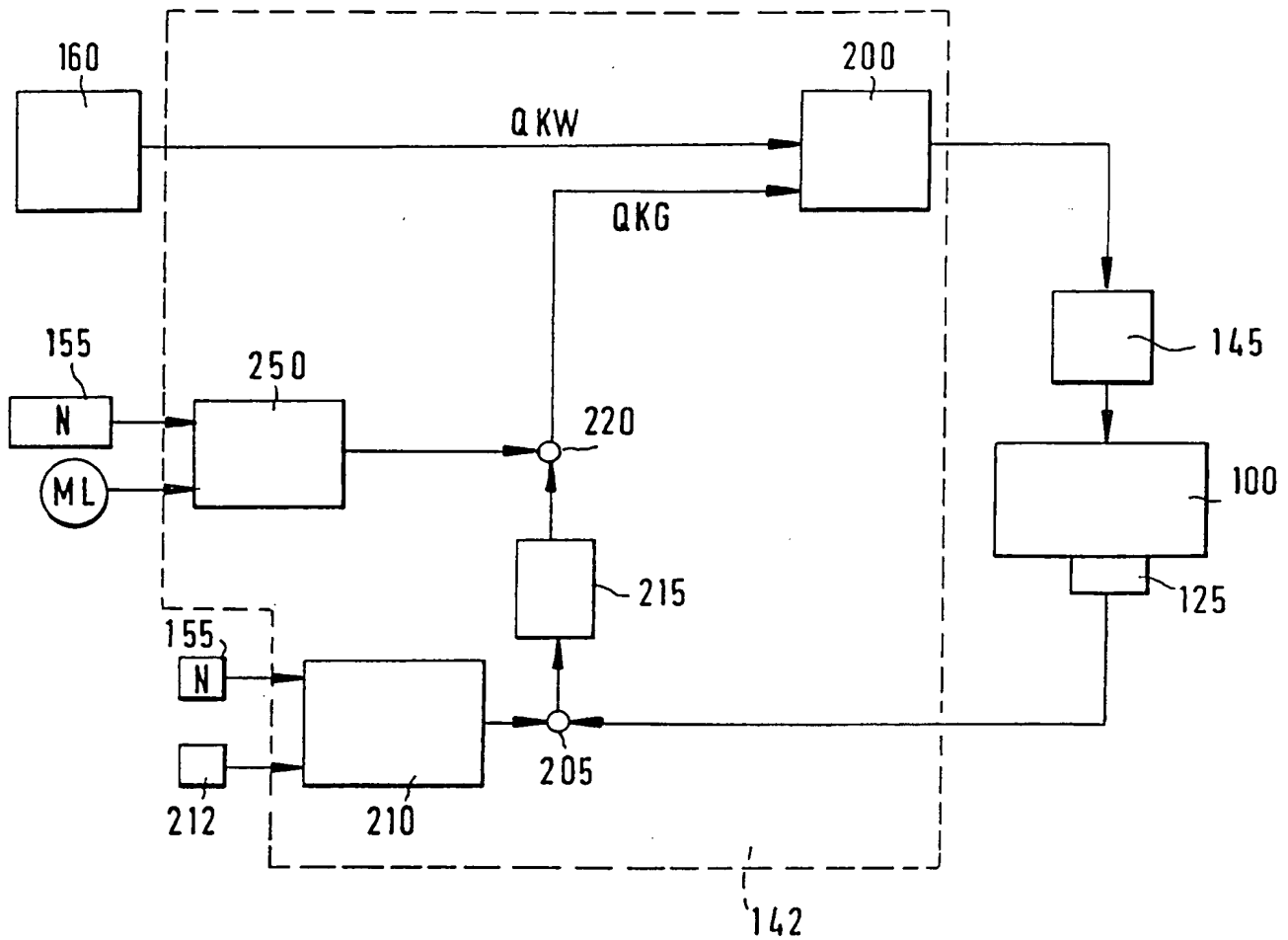


FIG. 2



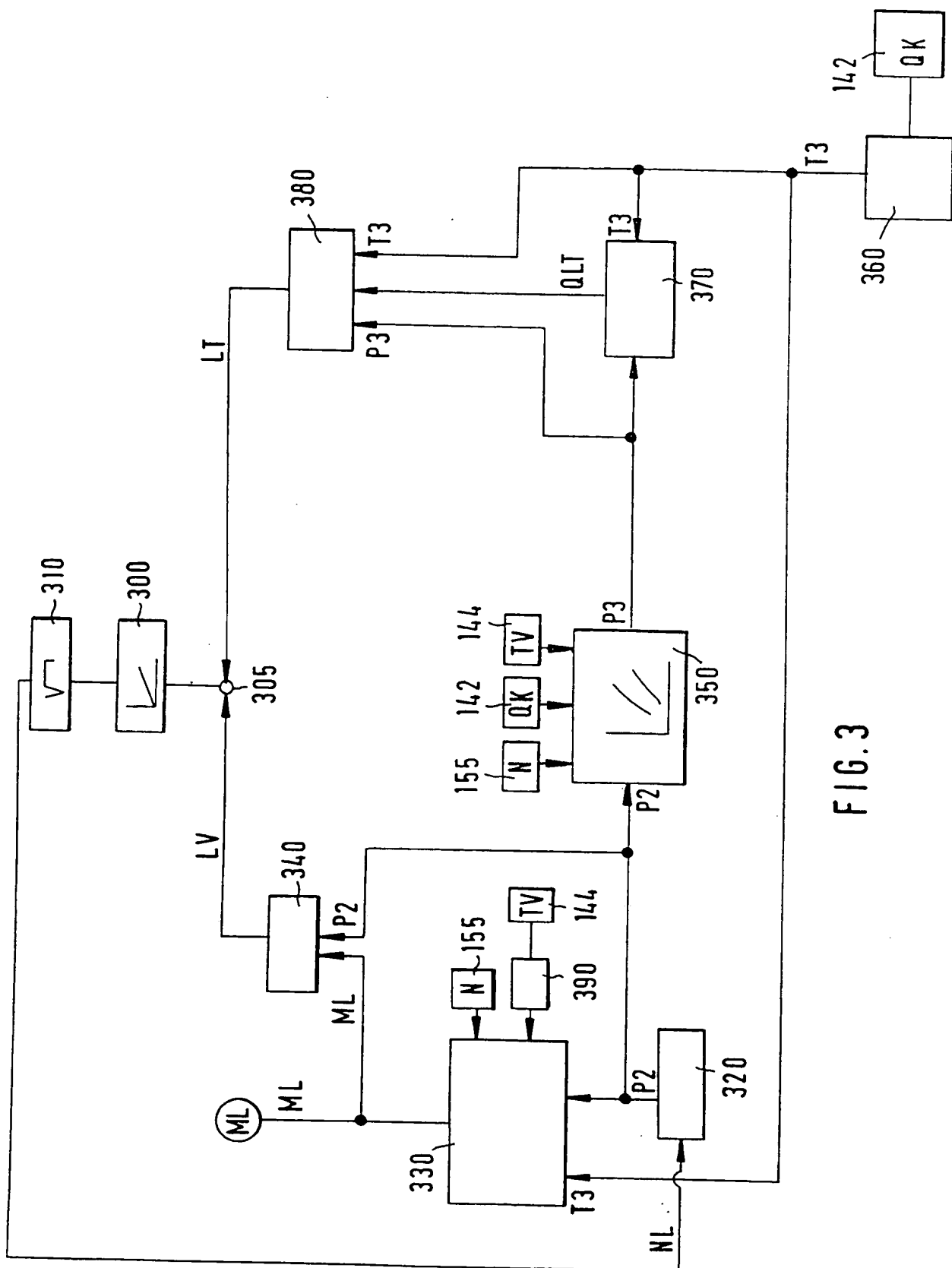


FIG. 3

FIG. 4

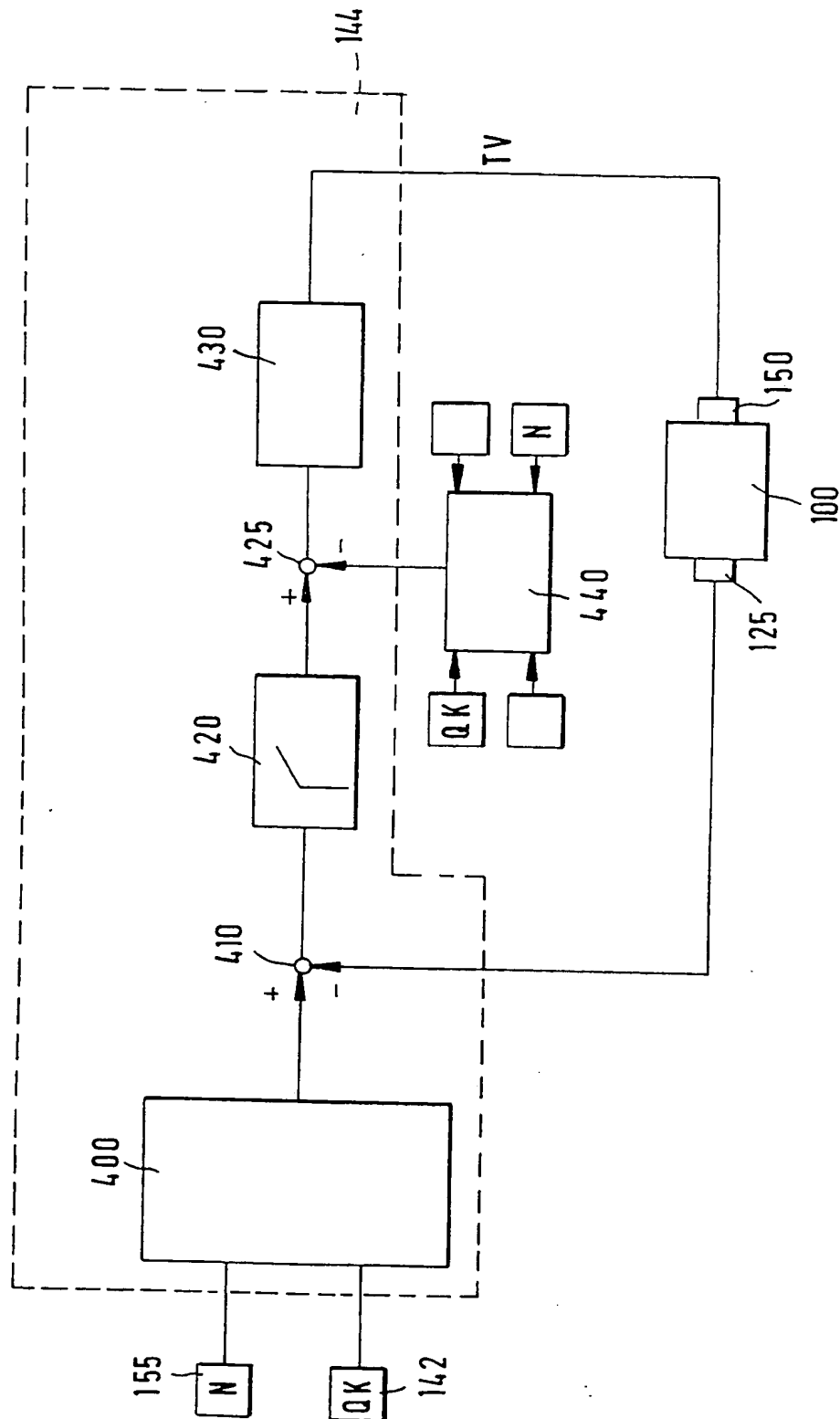
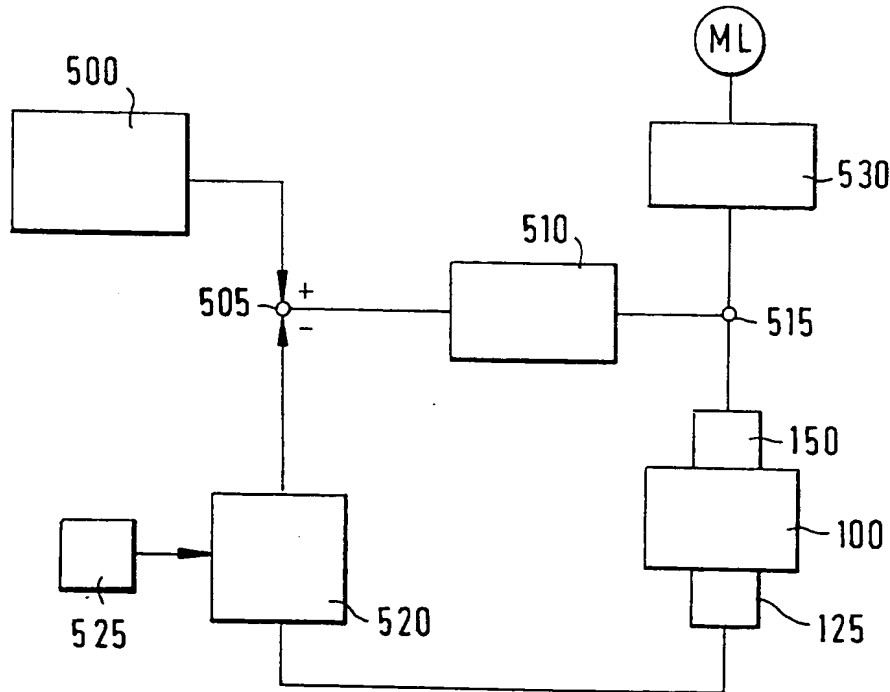


FIG. 5



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☐ FADED TEXT OR DRAWING
- ☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☒ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.